

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-280644

(43) 公開日 平成11年(1999)10月15日

(51) Int.Cl.⁸

F 0 4 B 27/08

識別記号

F I

F 0 4 B 27/08

P

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願平10-55310

(22) 出願日 平成10年(1998) 3 月 6 日

(71) 出願人 000004765

カルソニック株式会社

東京都中野区南台 5 丁目24番15号

(72) 発明者 日高 芳皓

東京都中野区南台 5 丁目24番15号 カルソ

ニック株式会社内

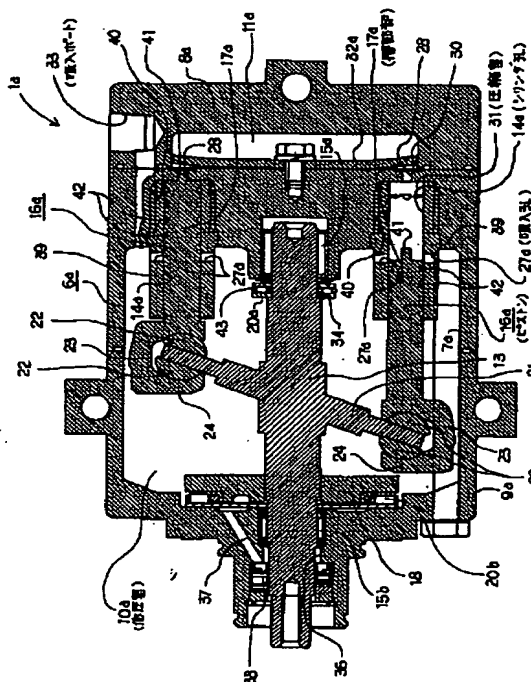
(74) 代理人 弁理士 小山 武男 (外 1 名)

(54) 【発明の名称】 蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサ

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 シリンダ孔の内側に配置される吸入弁をなくすと共に各吐出孔部分の容積を有効利用して、高い作動圧力を要求される高効率の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現する。

【解決手段】 冷媒蒸気を上記シリンダ孔14a、14a内に向け送り込む為の吸入孔27a、27aの一端を、上記各シリンダ孔14a、14aの内周面に開口させる。ピストン16a、16aが下死点に達した状態で上記吸入孔27a、27aの一端が圧縮室31に対向する。又、上記ピストン16a、16aが上死点に達した状態で、これら各ピストン16a、16aの先端面に設けた突部41、41が、各吐出孔28、28内に進入する。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸入ポート及び吐出ポートを有するケーシングと、このケーシング内に設けられて上記吸入ポートに通じる低圧室と、上記ケーシング内に設けられて上記吐出ポートに通じる高圧室と、上記ケーシング内に設けられて、その内部を、上記低圧室と上記高圧室とにそれぞれ吸入孔又は吐出孔を介して通じさせたシリンダ孔と、このシリンダ孔の内側に軸方向に互る変位自在に嵌装された摺動部を有するピストンと、上記シリンダ孔の底面と上記ピストンの端面との間に設けられた圧縮室と、上記ケーシング内に回転自在に支持された駆動軸と、上記駆動軸の回転を上記ピストンに伝達してこのピストンを上記シリンダ孔の内部を軸方向に互り往復移動させる駆動力伝達機構と、上記圧縮室から上記高圧室に向けてのみ冷媒蒸気を流す吐出弁とを備えた蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサに於いて、上記吸入孔は、一端を、上記シリンダ孔の内周面で、上記ピストンが上死点に達した状態でこのピストンの摺動部の外周面と対向し、上記ピストンが下死点に達した状態で上記圧縮室に対向する位置に、他端を上記低圧室若しくはこの低圧室に通じる部分に、それぞれ開口させており、上記吐出孔は上記シリンダ孔の底面に設けられており、上記ピストンの先端面には、このピストンが上死点に達した状態で上記吐出孔に進入自在な突部を設けている事を特徴とする蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係る蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサは、自動車室内の冷房や除湿を行なう為の自動車用空調装置に組み込み、エバポレータから吸引した冷媒蒸気を圧縮してから、コンデンサ等の放熱器に向けて吐出する。

【0002】

【従来の技術】自動車用空調装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機は、図2に略示する様に構成される。コンプレッサ1は、吸入ポートから吸引した冷媒蒸気を圧縮してから吐出ポートより吐出する。このコンプレッサ1から吐出された冷媒は、コンデンサ2を通過する間に、空気との間で熱交換を行なう事により放熱して凝縮する。このコンデンサ2から吐出された液状の冷媒は、リキッドタンク3と膨張弁4とを通過してからエバポレータ5内に送り込まれ、このエバポレータ5内で蒸発する。内部で冷媒が蒸発する事により、このエバポレータ5の温度が低下する為、このエバポレータ5を通過する空気を冷却し、自動車室内の冷房や除湿を行なえる。エバポレータ5内で蒸発した冷媒は、上記吸入ポートからコンプレッサ1内に吸入される。

【0003】この様な自動車用空調装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機用のコンプレッサ1は、従来から種々の構造のものが知られている。又、駆動軸の回転運

動を斜板によりピストンの往復運動に変換し、このピストンにより冷媒の圧縮を行なう斜板式のコンプレッサも、従来から広く知られている。図3～4は、この様に従来から知られている斜板式のコンプレッサの1例を示している。

【0004】コンプレッサ1を構成するケーシング6は、中央の本体7をヘッドケース8と斜板ケース9とで軸方向（図3の左右方向）両側から挟持し、更に複数本の結合ボルト（図示せず）により結合して成る。このうちのヘッドケース8の内側には、低圧室10、10と高圧室11とを設けている。尚、高圧室11内は勿論、低圧室10、10内も正圧である。又、上記本体7とヘッドケース8との間には平板状の隔壁板12を挟持している。尚、図3で複数に分割されている如く表されている低圧室10、10は互いに連通しており、上記ヘッドケース8の外面に設けられた単一の吸入ポート33（図4）に通じている。又、上記高圧室11は、やはり上記ヘッドケース8に設けられた吐出ポート（図示せず）に通じている。そして、上記吸入ポートを上記エバポレータ5（図2）の出口に、上記吐出ポートを上記コンデンサ2（図2）の入口に、それぞれ通じさせている。

【0005】上記ケーシング6内には駆動軸13を、上記本体7と斜板ケース9とに掛け渡す状態で、回転のみ自在に支持している。即ち、上記駆動軸13の両端部を1対のラジアルニードル軸受15a、15bにより、上記本体7と斜板ケース9とに支持すると共に、1対のスラストころ軸受20a、20bにより、この駆動軸13に加わるスラスト荷重を支承自在としている。これら1対のスラストころ軸受20a、20bのうち、一方（図3の右方）のスラストころ軸受20aは、上記本体7の一部と上記駆動軸13の一端部（図3の右端部）に形成した段部34との間に、皿ばね43を介して設けている。又、他方のスラストころ軸受20bは、上記駆動軸13の中間部外周面に外嵌固定した円板部18と上記斜板ケース9との間に設けている。又、上記ケーシング6を構成する本体7の内側で上記駆動軸13の周囲部分には、複数（例えば図示の例では、円周方向等間隔に6個）のシリンダ孔14、14を形成している。この様に本体7に形成した、複数のシリンダ孔14、14の内側には、それぞれピストン16、16の前半部（図3の右半部）に設けた摺動部17、17を、軸方向に互る変位自在に嵌装している。そして、上記シリンダ孔14、14の底面と上記ピストン16、16の先端面（図3の右端面）との間に設けられた空間を、圧縮室31としている。

【0006】又、上記斜板ケース9の内側に存在する空間は、斜板室19としている。上記駆動軸13の中間部外周面でこの斜板室19内に位置する部分には斜板21を、上記駆動軸13に対して所定の傾斜角度を持たせて固設し、この斜板21が上記駆動軸13と共に回転する

様にしている。上記斜板21の円周方向複数箇所と、上記各ピストン16、16とは、それぞれ1対ずつのスライディングシュー22、22により連結している。この為、これら各スライディングシュー22、22の内側面（互いに対向する面）は平坦面として、同じく平坦面である上記斜板21の両側面外径寄り部分に摺接させている。又、これら各スライディングシュー22、22の外側面（相手スライディングシュー22と反対側面）は球状凸面としている。そして、上記内側面を上記斜板21の両側面に当接させた状態で、これら両スライディングシュー22、22の外側面を単一球面上に位置させている。一方、上記各ピストン16、16の基端部（前記隔壁板12から遠い側の端部で、図3の左端部）には、上記スライディングシュー22、22及び上記斜板21と共に、駆動力伝達機構を構成する連結部23、23を、上記各ピストン16、16と一体に形成している。そして、これら各連結部23、23に、上記1対のスライディングシュー22、22を抱持する為の抱持部24、24を形成している。又、これら各抱持部24、24には、上記各スライディングシュー22、22の外側面と密に摺接する球状凹面を、互いに対向させて形成している。

【0007】又、前記本体7の一部内周面で、上記各連結部23、23の外端部に整合する部分には、上記各ピストン16、16毎にそれぞれ1対ずつのガイド面（図示せず）を、円周方向に離隔して形成している。上記各連結部23、23の外端部は、このガイド面に案内されて、上記ピストン16、16の軸方向（図3の左右方向）に互る変位のみ自在である。従って、上記各ピストン16、16も、前記各シリンダ孔14、14内に、上記斜板21の回転に伴う各ピストン16、16の中心軸回りの回転を防止されて、軸方向に互る変位のみ自在（回転不能）に嵌装されている。この結果、上記各連結部23、23は、前記駆動軸13の回転による上記斜板21の揺動変位に伴って上記各ピストン16、16を軸方向に押し引きし、前記各摺動部17、17を上記シリンダ孔14、14内で軸方向に往復移動させる。

【0008】一方、前記低圧室10及び高圧室11と上記各シリンダ孔14、14とを仕切るべく、上記本体7と前記ヘッドケース8との突き合わせ部に挟持している隔壁板12には、上記低圧室10と各シリンダ孔14、14とを連通させる吸入孔27、27と、上記高圧室11と各シリンダ孔14、14とを連通させる吐出孔28、28とを、それぞれ軸方向に貫通する状態で形成している。従って、上記各吸入孔27、27及び各吐出孔28、28の一端（図3の左端）で上記シリンダ孔14、14側の開口は、何れも上記各ピストン16、16の先端面と対向する。又、上記各シリンダ孔14、14内で、上記各吸入孔27、27の一端と対向する部分には、上記低圧室10から上記各シリンダ14、14に向

けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吸入弁29、29を設けている。又、上記高圧室11内で、上記各吐出孔28、28の他端（図3の右端）開口と対向する部分には、上記各シリンダ孔14、14から上記高圧室11に向けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吐出弁30を設けている。この吐出弁30にも、上記各吐出孔28、28から離れる方向への変位を制限する、ストッパ32aを付設している。

【0009】上述の様に構成される従来の上記圧縮式冷凍機用のコンプレッサ1の作用は、次の通りである。即ち、自動車室内の冷房或は除湿を行なう為、蒸気圧縮式冷凍機を運転する場合には、前記駆動軸13を回転駆動する。この結果、前記斜板21が回転して、前記複数のピストン16、16を構成する摺動部17、17をそれぞれシリンダ孔14、14内で往復移動させる。そして、この様な摺動部17、17の往復移動に伴って、前記吸入ポートから吸引された冷媒蒸気が、前記低圧室10、10内から前記各吸入孔27、27を通じて圧縮室31内に吸い込まれる。この冷媒蒸気は、これら各圧縮室31内で圧縮されてから、前記吐出孔28、28を通じて前記高圧室11に送り出され、前記吐出ポートより吐出される。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】上述の様に構成され作用するコンプレッサ1を含んで構成する蒸気圧縮式冷凍機には、冷媒として従来からフロンガス（HFC134a等）が使用されている。但し、近年、重要視されている問題に地球温暖化問題がある。即ち、所謂温暖効果ガス（炭酸ガス、メタンガス等）の地球上での増大が、大気圏外への熱の放射を妨げて、地球表面上の温度上昇を招くという問題である。又、この地球温暖化に特に影響を及ぼす温暖効果ガスとしてフロンガスが挙げられており、その地球温暖化に及ぼす影響は炭酸ガス（二酸化炭素）の及ぼす影響に比べて遥かに大きいと言われている。この様な地球温暖化問題に対処する為、現在、蒸気圧縮式冷凍機の冷媒として、フロンガスの代わりに炭酸ガスを用いる事が考えられている。

【0011】但し、炭酸ガスはフロンガスに対して同条件で気化し易い（同圧力下で、より低温で気化し易い）だけでなく、圧力が高くないと昇華する。冷媒が固体となった場合には、液体の場合とは異なり、配管を詰まらせたり、コンプレッサを破損する等の問題を生じる。従って、炭酸ガスを冷媒として蒸気圧縮式冷凍機に使用する場合、炭酸ガスに冷媒としての機能（凝縮、蒸発）を持たせる為には、フロンガスを冷媒とした蒸気圧縮式冷凍機に比べて、冷凍サイクル内の作動圧力を高くする必要がある。具体的には、フロンガス（HFC134a）を蒸気圧縮式冷凍機の冷媒とした場合には、上記作動圧力（絶対圧）を低圧側で3 kg/cm²、高圧側で15 kg/cm²程度とするのに対して、炭酸ガスを冷媒とした場合に

は、上記作動圧力を低圧側で35 kg/cm²、高圧側で100 kg/cm²程度にする必要がある。従って、炭酸ガスを冷媒とした蒸気圧縮式冷凍機を構成するコンプレッサ内の作動圧力も、これに合わせて高くする必要がある。又、この様にコンプレッサ内の作動圧力を高くすると、コンプレッサの駆動トルクが増大する。従って、コンプレッサの駆動トルクを増大を抑える為には、コンプレッサを構成するシリンダのボア径（内径）を従来構造の場合に對して小さくして、吐出量を小さくする必要がある。具体的には、このボア径を、フロンガスを冷媒とした従来構造の場合の1/3程度にして、吐出量（高圧下での容量）を従来構造の場合の1/9程度にする必要がある。

【0012】但し、従来のコンプレッサは、前述の図3～4に示した従来構造の様に、各シリンダ孔14、14の内側に吸入弁29を配置する為、上記ボア径を小さくすると、この吸入弁29をシリンダ孔14、14内に取り付ける作業が面倒になる。従って、従来構造のまま、シリンダ孔14、14のボア径を小さくして、高い作動圧力が要求される蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現するのは困難である。又、ピストン16、16の往復移動に拘らず容積が変化しない、各吐出孔28、28の内側の容積の割合が相対的に大きくなり、吐出圧力を十分に高くできない。本発明のコンプレッサは、上述の様な事情に鑑みて、シリンダの内側に配置される吸入弁をなくす事により、上記シリンダのボア径をピストンのストロークに對して小さくすると共に、吐出孔の内側の容積も小さくする構造を実現して、高い作動圧力を要求される高効率の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを提供すべく考えたものである。

【0013】

【課題を解決するための手段】本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサは、前述した従来の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサと同様に、吸入ポート及び吐出ポートを有するケーシングと、このケーシング内に設けられて上記吸入ポートに通じる低圧室と、上記ケーシング内に設けられて上記吐出ポートに通じる高圧室と、上記ケーシング内に設けられて、その内部を、上記低圧室と上記高圧室とにそれぞれ吸入孔又は吐出孔を介して通じさせたシリンダ孔と、このシリンダ孔の内側に軸方向に互る変位自在に嵌装された摺動部を有するピストンと、上記シリンダ孔の底面と上記ピストンの端面との間に設けられた圧縮室と、上記ケーシング内に回転自在に支持された駆動軸と、上記駆動軸の回転を上記ピストンに伝達して、このピストンを上記シリンダ孔の内部を軸方向に互り往復移動させる駆動力伝達機構と、上記圧縮室から上記高圧室に向けてのみ冷媒蒸気を流す吐出弁とを備える。

【0014】特に、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサに於いては、上記吸入孔は、一端を、上記シリンダ孔の内周面で、上記ピストンが上死点に達した状態で

このピストンの摺動部の外周面と対向し、上記ピストンが下死点に達した状態で上記圧縮室に對向する位置に、他端を上記低圧室若しくはこの低圧室に通じる部分に、それぞれ開口させている。又、上記吐出孔は、上記シリンダ孔の底面に設けており、上記ピストンの先端面には、このピストンが上死点に達した状態で上記吐出孔に進入自在な突部を設けている。

【0015】

【作用】上述の様に構成する本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサにより、駆動軸の回転により、ピストンの摺動部をシリンダ孔内で往復移動させて、吸入ポートから吸引された冷媒蒸気を圧縮してから吐出ポートより吐出する作用は、前述した従来構造と同様である。特に、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサは、上記摺動部の往復移動に伴って圧縮室が膨張すると、上記シリンダ孔の内周面に一端を開口させた吸入孔を通じて、低圧室内の冷媒蒸気が上記圧縮室内に吸引される。一方、上記摺動部の往復移動に伴って上記圧縮室が圧縮すると、上記吸入孔の一端が、上記摺動部の外周面により密に塞がれる事により、上記圧縮室内の冷媒蒸気が吐出孔より高圧室内に吐出される。従って、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサの場合、シリンダ孔内に配置される吸入弁をなくせる。これにより、シリンダ孔のボア径（内径）をピストンのストローク（全行程）に對して小さくする事ができ、駆動トルクを増大させる事なく、高い作動圧力を要求される蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現する事ができる。そして、上記ボア径を適正値以下に小さくすれば、炭酸ガスを冷媒とした蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現する事ができる。

又、上記吸入弁をなくせる分、上記シリンダ孔内の無駄な空間をなくせると共に、上記ピストンの受圧面積をストロークに對して小さくできる為、このピストンと上記シリンダ孔との間のガス漏れを少なくする事ができる。又、上記ピストンが上死点近傍に位置する際には、このピストンの先端面に形成した突部が吐出孔内に入り込み、この吐出孔の容積を減少させて、この吐出孔の存在が冷媒の圧縮比を大きくする事の妨げとなることを防止する。この結果、高い吐出圧力を有する、高効率の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現する事ができる。

【0016】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の実施の形態の第1例を示している。尚、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサの特徴は、シリンダ孔内に配置される吸入弁をなくし、このシリンダ孔のボア径をピストンのストロークに對して小さくすると共に、吐出孔が圧縮比を大きくすることに対する妨げとなることを防止して、高い作動圧力を得られるコンプレッサを実現する事にある。ケーシングの内側に回転のみ自在に支持した駆動軸の回転により、ピストンの摺動部をシリンダ孔内で往復移動させて、吸入ポートから吸引された冷媒蒸気を圧縮してか

ら吐出ポートより吐出する基本的な作用は、前述した従来構造の場合と同様である。

【0017】前述した従来構造と同様の斜板式である蒸気圧縮式冷凍機用のコンプレッサ1aを構成するケーシング6aは、中央の本体7aを、ヘッドケース8aと斜板ケース9aとで軸方向(図1の左右方向)両側から挟持して成る。このうちのヘッドケース8aには、エバポレータ5(図2参照)の出口と連通させる吸入ポート33と、コンデンサ2(図2参照)等の放熱器の入口と連通させる吐出ポート(図示せず)とを設けている。そして、上記ヘッドケース8aの内部に、上記吐出ポートと連通させた高圧室11aを設けている。この高圧室11aの容積は、前述の従来構造に設けた高圧室11(図3)の容積よりも小さい。又、上記吸入ポート33と、上記本体7a及び上記斜板ケース9aの内側に設けた低圧室10aとを連通させている。本例の場合、この低圧室10aが、前述した従来構造を構成する斜板室19

(図3参照)の役目も果たす。尚、図示のコンプレッサ1aの場合には、前述した従来構造と異なり、上記ヘッドケース8aと本体9aとの間に隔壁板12(図3~4参照)を設けず、これらヘッドケース8aと本体9aとの端面同士を、直接突き合わせている。

【0018】又、前述した従来構造と同様、上記ケーシング6aの内部には、上記斜板ケース9aと本体7aとに掛け渡す状態で駆動軸13を、回転のみ自在に支持している。特に、本例の場合、上記斜板ケース9aの一部に圧力導入通路37を、この斜板ケース9aの内面と上記駆動軸13を挿通する為の開口部36とを通じさせる状態で設けている。この圧力導入通路37を通じて上記低圧室10a内の圧力を、上記開口部36と上記駆動軸13との間に設けたセルフシール38に付与する。この様にセルフシール38に上記低圧室10a内の圧力を付与する事により、上記セルフシール38の性能を確保して上記開口部36と駆動軸13との間のシールを図っている。又、上記圧力導入通路37を通じて、冷媒と共に冷凍回路内を循環している潤滑油がラジアルニードル軸受15bに送られて、このラジアルニードル軸受15bを潤滑させる。

【0019】又、上記本体7aの内側で上記駆動軸13の周囲部分に複数のシリンダライナ39、39を、円周方向等間隔に設けている。これら各シリンダライナ39、39は、それぞれ円筒状に形成して、基半部(図1の右半部)外周面にねじ部を形成している。そして、このねじ部を、上記本体7aに円周方向等間隔に複数設けた有底のねじ孔40、40に螺合緊締する事により、上記各シリンダライナ39、39を、上記本体7aに結合固定している。従って、上記各シリンダライナ39、39の前半部(図1の左半部)は、上記本体7aの内面から上記低圧室10a内に、軸方向に突出する。そして、これら各シリンダライナ39、39の内周面及び上記各

ねじ孔40、40の底面一部により構成する部分をシリンダ孔14a、14aとすると共に、これら各シリンダ孔14a、14aの内側に上記各ピストン16a、16aを構成する摺動部17a、17aを、軸方向に互る変位自在に、且つ気密に嵌装している。

【0020】又、上記各ピストン16a、16aの先端面(図1の右端面)中心部には断面円形の突部41、41を、軸方向に突出する状態で形成している。又、これら各ピストン16a、16aの外周面で軸方向に互りそれぞれ離れた位置に、複数の凹溝42、42を全周に互り形成する事により、ラビリンズシールを構成している。尚、上記各ピストン16a、16aの基端部(図1の左端部)に設けた連結部23、23と、上記駆動軸13の中間部に固定した斜板21と、上記各ピストン16a、16a毎にそれぞれ1対づつ設けたスライディングシュー22、22とにより駆動力伝達機構を構成し、この駆動力伝達機構により上記駆動軸13の回転を上記各ピストン16a、16aに伝達して、これら各ピストン16a、16aの摺動部17a、17aを上記各シリンダ孔14a、14a内で往復移動させる作用は、前述した従来構造の場合と同様である。又、必要とする強度を確保しつつコンプレッサ1a全体の軽量化を可能とする為に、上記各ピストン16a、16a及びシリンダライナ39、39は鉄系材料製とし、前記本体7aはアルミニウム合金製とするのが好ましい。尚、鉄系材料とアルミニウム合金との使用により腐蝕が発生する事を防止する為、必要箇所は絶縁する。

【0021】又、前記本体7aの一部には、前記吐出ポートと上記各シリンダ孔14a、14aとを連通させる吐出孔28、28を、上記本体7aを軸方向に互り貫通する状態で形成している。これら各吐出孔28、28の一端でシリンダ孔14a、14a側の開口は、上記各ピストン16a、16aの先端面中心部に設けた突部41、41と整合する位置、即ち、上記各シリンダ孔14a、14aの底面中心部に存在する。これら各吐出孔28、28の内径は、内側に上記各ピストン16a、16aの突部41、41を、隙間が少ない状態で進入自在な大きさとしている。

【0022】更に、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサの場合、前記吸入ポート33と上記各シリンダ孔14a、14aの内部とを連通させる吸入孔27a、27aを、上記各シリンダライナ39、39の前半部に形成している。従ってこれら各吸入孔27a、27aは、上記各シリンダライナ39、39を上記本体7aに結合固定した状態で、この本体7aの内面から突出する上記シリンダライナ39、39の前半部の内外両周面同士を連通する。そして、上記各吸入孔27a、27aの一端で上記シリンダ孔14a、14aの内周面側の開口を、上記各ピストン16a、16aが下死点の近傍に達した状態(図1の下側のピストン16aの状態)で前記圧縮

室31に対向するが、上記各ピストン16a、16aが下死点の近傍から外れた部分に存在する場合には、これら各ピストン16a、16aにより塞がれる位置に設けている。又、上記各吸入孔28、28の他端は、前記低圧室10aに開口させている。尚、図示の例の場合、上記各吸入孔27a、27aは、上記各シリンダライナ39、39毎に2本ずつ、互に対向する状態で形成している。又、コンプレッサ1aの効率を良くする為、上記各吸入孔27a、27aの一端を、上記各ピストン16a、16aが下死点に存在する状態で、これら各ピストン16a、16aの先端縁付近に開口させる様にして、

圧縮行程の初期に上記各吸入孔27a、27aを通じて上記圧縮室31内から低圧室10aに逆流する冷媒蒸気の量を僅少に抑える様に構成している。
 【0023】上述の様に構成する蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサ1aにより、ピストン16a、16aの摺動部17a、17aをシリンダ孔14a、14a内で往復移動させて、吸入ポート33から吸引された冷媒蒸気を圧縮してから、前記吐出ポートより吐出する事は、前述した従来構造と同様である。特に、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサ1aは、上記各摺動部17a、17aの往復移動に伴って各圧縮室31の容積が増大すると、上記ピストン16a、16aが下死点の近傍に存在する状態で上記各吸入孔27a、27aの一端が、上記各シリンダ孔14a、14aの内周面で上記圧縮室31に対向する位置に開口する。そして、上記各吸入孔27a、27aを通じて、低圧室10a内の冷媒蒸気が上記圧縮室31内に吸引される。一方、上記各摺動部17a、17aの往復移動に伴って各圧縮室31の容積が減少すると、上記各吸入孔27a、27aの一端が、上記各摺動部17a、17aの外周面により密に塞がれる事により、上記圧縮室31内の冷媒蒸気が、吐出孔28、28より高圧室11a内に向けて吐出される。尚、上記各吸入孔27a、27aの本数は図示の例の場合は2本としたが、この本数を増やす事により各シリンダ孔14a、14a内への吸入効率を向上する事ができる。

【0024】従って、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサの場合、上記各シリンダ孔14a、14aの内側に配置する吸入弁29及びストッパ32（図3～4参照）を省略できる。これにより、上記各シリンダ孔14a、14aのボア径dをピストン16a、16aのストロークに対して小さくする事ができる。即ち、本例の場合、上記シリンダ孔14a、14aのボア径dを、前述の図3に示した従来構造のボア径Dの1/3程度（ $d \approx D/3$ ）にできる。従って、上記圧縮室31内で圧縮され、前記吐出ポートより吐出される冷媒蒸気の吐出量（高圧縮時の容積）は、前述した従来構造の場合の1/9程度になる。この結果、本発明のコンプレッサは、従来構造の場合に対してコンプレッサの駆動トルクを増大させる事なく（従来構造の場合に対して同等以下にし

て）、高い作動圧力を要求されるコンプレッサを実現する事ができる。即ち、本例の構造の様にシリンダ孔14a、14aのボア径dを従来構造の場合の1/3程度にした場合には、作動圧力を高くして（低圧室10a側で35kg/cm²程度、高圧室11a側で100kg/cm²程度として）、炭酸ガスを冷媒としたコンプレッサを実現する事ができる。

【0025】又、本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサの場合には、上記各シリンダ孔14a、14aのボア径dを前記ピストン16a、16aのストロークに対して小さくできる事により、これら各ピストン16a、16aの外周面と上記各シリンダ孔14a、14aの内周面との間の隙間からのガス漏れを少なくして、体積効率を向上する事ができる。更に、本発明の場合には、断面円形の突部41、41を上記各ピストン16a、16aの先端面中心部に設け、これら各突部41、41を、前記各吐出孔28、28に、隙間が少ない状態で進入自在としている。従って、上記各ピストン16a、16aが上死点に達した際には、圧縮室31内の冷媒蒸気だけでなく、上記各吐出孔28、28内に残留する冷媒蒸気をも高圧室11aに向け吐出して、体積効率を向上する事もできる。この結果、高効率のコンプレッサを実現する事ができる。又、本例の場合には、この様に作用する上記突部41、41を先端面中心部に設けている為、各ピストン16a、16aがその中心軸回りに多少回転しても各シリンダ孔14a、14aの内周面と衝合する事をなくして、上記各ピストン16a、16aの摺動抵抗の増大や異音の発生を防止できる。

【0026】尚、本発明を実施する場合に、図示の例の様に斜板式のコンプレッサとせずに、駆動軸の中間部にクランク部を設けて、この駆動軸の回転により、上記クランク部に連結したピストンの摺動部をシリンダ内で軸方向に互に往復移動させるクランク式のコンプレッサとしても良い。この際、上記ピストンを構成する連結部と上記駆動軸を構成するクランク部とが駆動力伝達機構を構成する。

【0027】

【発明の効果】本発明の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサは、以上に述べた通り構成され作用する為、高い作動圧力を要求される高効率の蒸気圧縮式冷凍機用コンプレッサを実現する事ができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の1例を示す、図3と同様の図。

【図2】自動車用空調装置を構成する蒸気圧縮式冷凍機の回路図。

【図3】従来構造の1例を示す断面図。

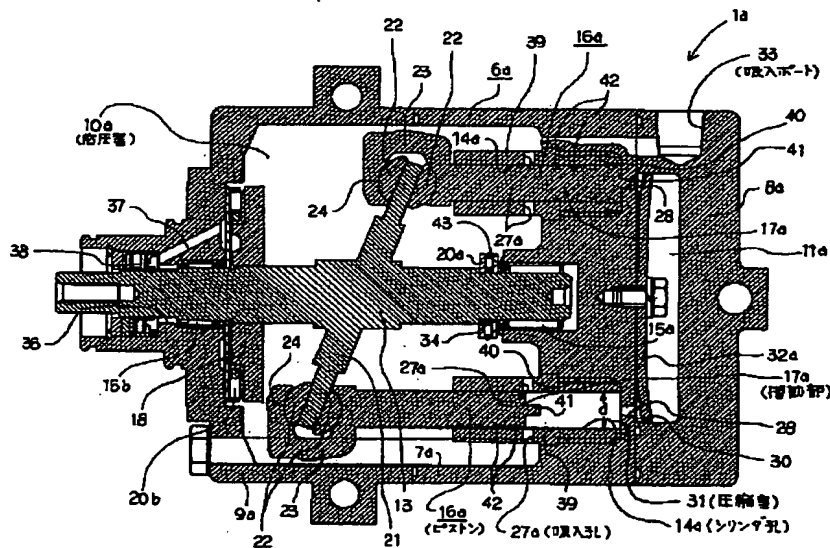
【図4】ヘッドケースを省略して示す、図3のA矢示図。

【符号の説明】

- 1、1a コンプレッサ
- 2 コンデンサ
- 3 リキッドタンク
- 4 膨張弁
- 5 エバポレータ
- 6、6a ケーシング
- 7、7a 本体
- 8、8a ヘッドケース
- 9、9a 斜板ケース
- 10、10a 低圧室
- 11、11a 高圧室
- 12 隔壁板
- 13 駆動軸
- 14、14a シリンダ孔
- 15a、15b ラジアルニードル軸受
- 16、16a ピストン
- 17、17a 摺動部
- 18 円板部
- 19 斜板室
- 20a、20b スラストころ軸受

- * 21 斜板
- 22 スライディングシュー
- 23 連結部
- 24 抱持部
- 27、27a 吸入孔
- 28 吐出孔
- 29 吸入弁
- 30 吐出弁
- 31 圧縮室
- 10 32、32a ストップバ
- 33 吸入ポート
- 34 段部
- 36 開口部
- 37 圧力導入通路
- 38 セルフシール
- 39 シリンダライナ
- 40 ねじ孔
- 41 突部
- 42 凹溝
- * 20 43 皿ばね

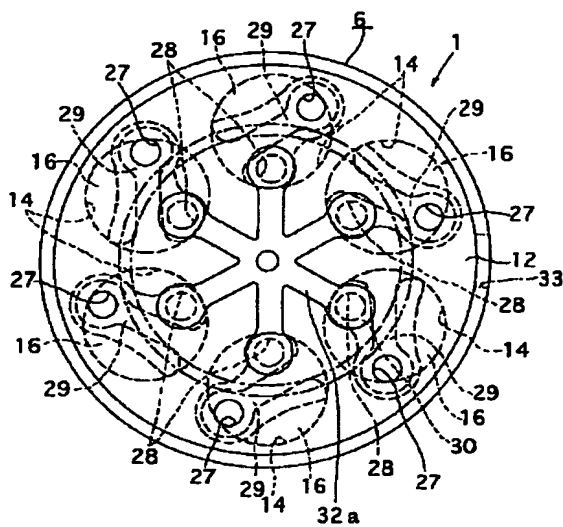
【図1】



The diagram shows a closed-loop system. A pump (1) is connected to a heat exchanger (2). The output of heat exchanger (2) goes to a tank (3). From the tank, the flow goes through a valve (4) and then through another heat exchanger (5) before returning to the pump (1).

BEST AVAILABLE COPY

【図4】



BEST AVAILABLE COPY